

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11) 特許番号

第2861561号

(45) 発行日 平成11年(1999) 2月24日

(24) 登録日 平成10年(1998)12月11日

(51) Int.Cl.⁶
B 6 2 D 6/00
B 6 0 T 8/24
// B 6 2 D 101:00
105:00
109:00

識別記号

F I
B 6 2 D 6/00
B 6 0 T 8/24

請求項の数 2 (全 15 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願平3-344953
(22) 出願日 平成3年(1991)12月26日
(65) 公開番号 特開平5-178225
(43) 公開日 平成5年(1993)7月20日
審査請求日 平成8年(1996)9月30日

(73) 特許権者 000003997
日産自動車株式会社
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(72) 発明者 松本 真次
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日
産自動車株式会社内
(74) 代理人 弁理士 杉村 暁秀 (外5名)

審査官 山内 康明

(56) 参考文献 特開 平3-99983 (J P, A)

(58) 調査した分野(Int.Cl.⁶, D B名)
B62D 6/00

(54) 【発明の名称】 制動力制御装置

1

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】 操舵機構により操舵される左右操舵輪の制動液圧を独立に制御可能な制動液圧制御手段を有して、旋回状態検出手段からの出力に応じて操舵輪を含む左右の制動力に差を生じさせ、車両挙動を目標の特性になるよう制動液圧の制御を行える車両における制御装置であって、

当該制動液圧制御時に、操舵輪を含む左右制動力差により発生する操舵力の変化量を算出する操舵力変化量算出手段と、

該操舵力変化量算出手段で算出した操舵力の変化量を抑えるように操舵力を制御する操舵力制御手段を設けてなることを特徴とする制動力制御装置。

【請求項2】 前記操舵機構がパワーアシスト手段を有し、該パワーアシスト手段により操舵力を制御すること

2

を特徴とする請求項1記載の制動力制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は制動力制御装置に関し、特に車両の左右輪間に所定の制動力差を生成させるよう制動力を制御することのできる制動力制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 車両の制動力を制御する装置として、車両左右輪の制動力に差をつけるように制御する制御装置は、本出願人によって提案されている(特願平1-25064号等)。かかる制動力制御システムは、例えば、旋回制動時の回頭性を向上させる、あるいは安定性を向上させるなど制動力差を利用した制御が可能である。車両の実際のヨーレイト(実ヨーレイト)を、操舵角や車速等

10

3

に基づいて設定される目標ヨーレイトに一致させるように左右のブレーキ液圧に差をつけて車両挙動を制御するヨーレイトフィードバック方式の制動力制御などはその一例であり、操安性の向上に寄与できる。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】制動力差生成の制動力制御は、車両にこうした新たな機能（アクティブブレーキ）を付加できるもので、操舵輪を対象とし（あるいはこれを含んで）制動力差を発生させ車両挙動の制御をすることのできるものであるところ、その導入において、制動力差を発生させる左右輪が操舵輪である場合に、操舵力に着目すると、左右輪の差圧によりステアリング操舵力が変化することのあることを本発明者は見出したものである。

【0004】この点についての考察した結果に基づけば、例えば操舵方向と同じ側の輪の制動液圧が、他方の輪のそれより大きい関係の状態となる制御時（なお、差をつけるにあたっての液圧制御は、片側減圧制御、片側増圧制御、両側対象の増減圧制御のいずれの態様であるかを問わない）は、操舵力が軽くなり（左操舵を例として、操舵方向と制動力差により発生する力の方向により発生する操舵力変化についての考察図11（イ）参照）、操舵方向と反対側の輪の制動液圧が、他方の輪のそれより大きい関係の状態となる制御時は、操舵力が重くなり（同図11（ロ）参照）、運転者の操舵感が影響を受け、差の大きさ等如何によっては悪化することがある。本発明の目的は、従って、制動力差制御が操舵感に与える影響を軽減しつつ所要の制動力差を生成させての制動力制御を行えるようにすることである。

【0005】

【課題を解決するための手段】本発明によれば、下記の制動力制御装置が提供される。操舵機構により操舵される左右操舵輪の制動液圧を独立に制御可能な制動液圧制御手段を有して、旋回状態検出手段からの出力に応じて操舵輪を含む左右の制動力に差を生じさせ、車両挙動を目標の特性になるよう制動液圧の制御を行える車両における制御装置であって、当該制動液圧制御時に、操舵輪を含む左右制動力差により発生する操舵力の変化量を算出する操舵力変化量算出手段と、該操舵力変化量算出手段で算出した操舵力の変化量を抑えるように操舵力を制御する操舵力制御手段を設けてなる制動力制御装置である。また、上記において操舵機構がパワーアシスト手段を有し、該パワーアシスト手段により操舵力を制御する制動力制御装置である。

【0006】

【作用】上記制動力制御装置は、操舵輪の左右の制動液圧を独立に制御可能な制動液圧制御手段を有して、旋回状態検出手段からの出力に応じて操舵輪を含む左右の制動液圧に差を生じさせ車両挙動を目標の特性になるように制動液圧の制御を行うが、かかる制御時に、すなわち、

4

旋回状態検出手段からの出力に応じて操舵輪を含む左右の制動力に差を生じさせ、車両挙動を目標の特性になるよう制動液圧の制御をする当該制動液圧制御時に、その操舵力変化量算出手段が、操舵輪を含む左右制動力差により発生する操舵力の変化量を算出して、その操舵力制御手段が、該操舵力変化量算出手段で算出した操舵力の変化量を抑えるように操舵力を制御する。

【0007】これにより、制動液圧差制御による操舵力の変化を少なからしめ、運転者の操舵感の悪化を回避し得て、かかる操舵力変化を抑制しつつなしえる制動力差制御は、それによる車両挙動制御の実効性を更に高め、効果的なものにするのに寄与する。

【0008】

【実施例】以下、本発明の実施例を図面に基づき詳細に説明する。図2、3は本発明制御装置の一実施例の構成で、図2は主としてその制動力制御系の構成を、図3はステアリング系の構成を示す。適用する車両は、前輪及び／又は後輪の左右の制動力を独立に制御可能なものであって、本実施例では、前後輪とも左右の制動力（制動液圧）を制御できるものとする。また、操舵系に関しては、パワーステアリング（P/S）機構付きのP/S車両とする。

【0009】図2中1L、1Rは左右前輪、2L、2Rは左右後輪、3はブレーキバルブ、4はタンデムマスターシリンダ（M/C）を夫々示す。なお、3aはブレーキの倍力装置としてのブースタであり、4aはリザーバである。各車輪1L、1R、2L、2Rは液圧供給によりブレーキディスクを摩擦挟持して各輪毎にブレーキ力を与えるホイールシリンダ5L、5R、6L、6Rを備え、これらホイールシリンダ（W/C）にマスターシリンダ4からの液圧を供給される時、各車輪は個々に制動されるものとする。

【0010】ここで、制動装置のブレーキ液圧（制動液圧）系を説明するに、マスターシリンダ4からの前輪ブレーキ系7Fは、管路8F、9F、10F、液圧制御弁11F、12Fを経て左右前輪ホイールシリンダ5L、5Rに至らしめ、マスターシリンダ4からの後輪ブレーキ系7Rは、管路8R、9R、10R、液圧制御弁11R、12Rを経て左右後輪ホイールシリンダ6L、6Rに至らしめる。液圧制御弁11F、12F、11R、12Rは、夫々対応する車輪のホイールシリンダ5L、5R、6L、6Rに向かうブレーキ液圧を個々に制御して、アンチスキッド及び本制動液圧制御の用に供するもので、OFF時図示の増圧位置にあってブレーキ液圧を元圧に向けて増圧し、第1段ON時ブレーキ液圧を増減しない保圧位置となり、第2段ON時ブレーキ液圧を一部リザーバ13F、13R（リザーバタンク）へ逃がして低下させる減圧位置になるものとする。これら液圧制御弁の制御は、後述するコントローラ（コントロールユニット）からの該当する弁のソレノイドへの電流（制御

5

弁駆動電流) $I_1 \sim I_4$ によって行われ、電流 $I_1 \sim I_4$ が $0A$ の時は上記増圧位置、電流 $I_1 \sim I_4$ が $2A$ の時には上記保圧位置、電流 $I_1 \sim I_4$ が $5A$ の時は上記増圧位置になるものとする。なお、リザーバ $13F$ 、 $13R$ 内のブレーキ液は上記の保圧時及び減圧時駆動されるポンプ $14F$ 、 $14R$ により管路 $8F$ 、 $8R$ に戻し、これら管路のアクキュレータ $15F$ 、 $15R$ に戻して再利用に供する。

【0011】 液圧制御弁 $11F$ 、 $12F$ 、 $11R$ 、 $12R$ はコントローラ 16 により、ON、OFF 制御し、このコントローラ 16 にはステアリングホイール（ハンドル）の操舵角を検出する操舵角センサ 17 からの信号、ブレーキペダル 3 の踏み込み時 ON するブレーキスイッチ 18 からの信号、車輪 $1L$ 、 $1R$ 、 $2L$ 、 $2R$ の回転周速（車輪速） $V_{W1} \sim V_{W4}$ を検出する車輪速センサ $19 \sim 22$ からの信号、及び車両に発生するヨーレイト (d/dt) ϕ を検出するヨーレイト 23 からの信号等を夫々入力する。車輪センサからの信号はアンチスキッド制御にも用いられる。

【0012】 又、コントローラ 16 には各輪のホイールシリンダ $5L$ 、 $5R$ 、 $6L$ 、 $6R$ の液圧 $P_1 \sim P_4$ を検出する液圧センサ $31L$ 、 $31R$ 、 $32L$ 、 $32R$ からの信号が入力されると共に、マスターシリンダ 4 の液圧 P_M （前輪系液圧 P_{M1} 、後輪系液圧 P_{M2} ）を検出する液圧センサ $33L$ 、 $33R$ からの信号が入力される。マスターシリンダ液圧検出については、例えば前輪系だけで検出して代表させるようにしてもよい。液圧センサの出力は、ホイールシリンダ液圧の目標値を設定して実際のホイールシリンダ液圧をその目標値に一致させるように

（該設定目標値と実際のホイールシリンダ液圧値との偏差が零もしくは零近くなるように）液圧制御弁を作動させてブレーキ液圧を制御する場合の制御信号として用いられる。

【0013】 操舵角センサからの信号はそれ自体で車両旋回状態を表すパラメータとして、またはその一部として用いられる。また、ヨーレイトセンサからの信号はヨーレイトフィードバック方式による液圧制御での制御パラメータとして用いられる。更に、車輪速センサからの信号は、車速を制御パラメータとして使用する場合の車体速推定のための情報として用いることができ、記述のようにコントローラ 16 によりなされるアンチスキッド制御にも用いられる。

【0014】 なお、アンチスキッド制御では、本例の如き 4 チャンネル、 4 センサ方式によるものでは、各輪毎の車輪速検出値と、車体速検出値、スリップ量検出値とを得て、該当車輪のスリップ量を所定範囲とするよう制動力制御を行い、これにより車輪は個々にアンチスキッド制御されて各輪につき最大制動効率が達成されるようになされ、車輪ロックを回避するものである。

【0015】 上記コントローラ 16 は、入力検出回路

6

と、演算処理回路と、該演算処理回路で実行される各種制御プログラム及び演算結果等を格納する記憶回路と、液圧制御弁に制御信号を供給する出力回路等を含んで成る。演算処理回路では、制動時、車両の左右の制動力に差を生じさせての制御を行うときは、即ち車両挙動を制御するよう制動力を制御するためには、所定入力情報に基づき、ヨーレイトフィードバック方式による制動力制御用のプログラムに従って、目標ヨーレイト、車体速、目標ホイールシリンダ液圧（目標ブレーキ液圧）などを演算し、各輪毎のブレーキ力（制動液圧）制御値としての目標値を得て、それに相当する信号を液圧制御弁へ出力する。本実施例では、液圧制御弁及びコントローラを含んで、制動時に、前輪及び／又は後輪を対象としての左右の制動液圧を独立に目標値に制御可能となし、制御対象車輪の左右の制動液圧に差を生じさせ、車両挙動を目標の特性になるよう制動液圧を制御する手段を構成する。

【0016】 コントローラ 16 は、更に上記の制動力差による制御（アクティブブレーキ制御）に関し、差を生じさせるにあたっては、該制御時、ステアリングの操作力が変化するのを防ぐようにする制御を実行する。

【0017】 図 3 をみると、これにはステアリング系の構成の一例が示されており、図 3 において前輪操舵系を説明するに、ステアリングギヤ 51 のラック 52 におけるラックギヤ部と噛合するピニオンギヤ 53 は、ステアリングシャフト 54 を介してステアリングホイール 55 に連結し、ステアリングホイールによりピニオンギヤを回転するとき、ラック、サイドロッド及びナックルアームを介して前輪 $1L$ 、 $1R$ を操舵可能とする。ステアリングホイールの操舵力を車輪に伝達する上記の舵取り装置において、前輪操舵をパワーアシストするため、車両は、更にパワーステアリング（ P/S ）装置を備える。該装置は、操舵力に応じて作動してアシスト力を発生させる手段を介在させる機構によるものとしてでき、かかるアシスト手段として、ここでは、油圧作動式によるものとし、ステアリングシャフト 54 に関連してパワーステアリング用油圧制御部 56 を設けると共に、ステアリングギヤ 51 に関連してパワーシリンダ 57 を設ける。

【0018】 この場合のシステムは更に、ポンプ 58 及びリザーバ 59 を備え、油圧制御部 56 へは上記油圧源の油圧供給回路 a 、油圧源のドレン回路 b を夫々接続し、またパワーシリンダ側へは連結回路 c 、 d により夫々シリンダ室 $57a$ 、 $57b$ と接続する。これら室はピストン 60 により画成され、該ピストンはこれをラック 52 に固着すると共に、シリンダ本体内に摺動自在に嵌合する。 P/S 油圧制御部は、例えば、図 4 に示す如きアシスト油圧を発生させるコントロールバルブ 71 を有すると共に、後述する P/S ソレノイドバルブ 81 を有する構成のものとする。なお、ここでは、コントロール

7

バルブ71につき、パワーステアリングギヤ(P/Sギヤ)51との関連でその外観構成についても同一図面中において示すものである。

【0019】同図において、例えばロータ、ベーン、リリーフバルブ、フローコントロールバルブ等を内蔵の回転数感応型パワーステアリング用オイルポンプ58は、油圧供給回路aの油路を介しコントロールバルブ71の供給ポートに接続し、その戻りポートはドレン回路bの油路を経てリザーバタンク59へ至らしめる。また、各シリンダ室57a、57bへの連絡部分である2つの制御ポートは、これらによって、ステアリングホイール操作方向及び操作量に応じてポンプ58からの圧油を連絡回路c、dを通じ互いに吐出または吸入するポートとして機能させる。

【0020】シリンダピストン60は、コントロールバルブ71により制御される油圧によってパワーアシストを行う。中立状態では、ピストン左右のシリンダ室には圧力差は生ぜず、ピストンは中立を保ち、従って、直進時は、前輪を非操舵状態に保って車両を直進させ得る。一方、ステアリングホイールによりギヤを介し前輪を操舵するとき、その操舵をパワーステアリング機構によりパワーアシストし、軽快な動力操舵を行わせる。このため、ステアリングホイール操作により操舵力を加えると、これに応じコントロールバルブ71はポンプから送られてくる油の圧力と方向を制御して、ピストン60の左または右側へ選択的に送り、これによりピストンを対応する方向へパワーアシストし、前輪を必要量動かす。この場合において、運転者は後述の油圧反力方式による油圧反力をも含め路面反力を感じつつ左あるいは右操舵できる。

【0021】左操舵時になら、左切り時、油圧はコントロールバルブ71の作動によりピストン60の室57a側に作用し、ピストンをパワーアシストする。即ち、高圧側油路からの作動油は、一方の制御ポートから室57a側へ作用しギヤ51を介し移動するピストン60に対し操舵力の付加がなされ、ラック52をして前輪を左操舵する方向へ動かしかねる力となる。このとき、ピストン60により室57b側から押し出された油は、他方の制御ポートを経て戻りポートからリザーバタンクへ戻る。

【0022】こうして左操舵でれば、ステアリングホイールの操作量に応じて圧力を発生させ、これで前輪の左操舵をパワーアシストし、所要のアシスト量(補助操舵力量)をもって動力操舵を可能にする。右切り時の場合も、上記に準じてステアリングホイールの操作力に応じて発生する油圧により右操舵がパワーアシストされることになる。

【0023】上記のようなパワーステアリングのコントロールバルブ71には、図示の如くにそのコントロールバルブ機構に油圧制御可能な油圧反力室72、73を設け、反カスプリング力とかかる油圧反力とにより、適宜

8

な路面反力を運転者に伝える。該油圧反力室内の油圧制御のため、ポンプ58からコントロールバルブ供給ポートへ至る高圧側油路の途中に、絞り90を有する分岐回路を設け、該絞り下流の油路91を各油圧反力室72、73に至らしめると共に、P/Sソレノイドバルブ81に接続し、また該バルブはドレン回路bを通しリザーバタンク59へ接続する。P/Sソレノイドバルブ81は、例えばデューティ制御により油路91の油圧をデューティ比に応じたものとして制御する構成とすることができ、たとえばデューティ比0%で油路91の油圧を高圧側油路(供給油圧回路a)と同圧とし、デューティ比が大な値をとるほど油路91の油圧、従って反力室72、73内圧力を小なる値に調整制御するものとする。

【0024】上記P/Sソレノイドバルブ81の制御は、前記コントローラ16によってこれを行い、コントローラ16からの制御電流 I_s により該バルブのソレノイドを駆動し、油圧反力の大きさを制御する。コントローラ16の演算処理回路では、前記の制動力差制御とタイミングを合わせてアシスト量の制御をするべく、操舵力制御用のプログラム(後記図6の例では該当するステップにおいて実行される補助操舵力制御サブルーチンプログラム)に従って、目標補助操舵力量などの演算をし、制動液圧差により発生する操舵力の変化を少なくするように、制御信号 I_s をコントローラ16はP/Sソレノイドバルブ81に対しその出力回路を通して出力する。

【0025】図5に示すものは、かかる両制御のための図2、3に示した実施例システムでの機能の概要の一例をブロックとして表したものである。車両はパワーステアリングシステム40hを有し、制御装置は、操舵輪(図5では前輪1L、1R)の左右の制動液圧を独立に制御可能な制動液圧制御手段40a、旋回状態検出手段40bの他、補助操舵力制御手段40cを含む。

【0026】制動液圧制御手段40aは、旋回状態検出手段40bからの出力に応じてここでは前輪1L、1Rの左右の制動液圧に差を生じさせ、車両挙動を目標の特性になるよう制動液圧の制御をなし、補助操舵力制御手段40cが、制動液圧制御時に、前輪の制動液圧差により発生する操舵力の変化を抑えるように補助操舵力を制御する。

【0027】上記制動液圧制御手段40aは、図2のコントローラ16及び液圧制御弁11F、12Fを含んで構成される。上記の補助操舵力制御手段40cは、例えば、コントローラ16及びP/Sソレノイドバルブ81を含んで構成されるものとして行うことができる。ここに、P/S車で、例えばパワーステアリングシステムが上記P/Sソレノイドバルブを含む図4のものであるなら、操舵力制御の内容は、操舵方向の操舵輪と制動液圧制御により液圧が大きくなる輪が同じ場合には、操舵力は軽くなるため、補助操舵力制御手段による補助操舵量(ア

9

シスト量)を小さくし、逆に、操舵方向の操舵輪と、制動液圧制御により液圧が大きくなる輪が逆の場合には、操舵力は重くなるため、補助操舵力制御による補助操舵力量(アシスト量)を大きくするようになし、操舵力の变化を抑えるように補助操舵手段を制御する。

【0028】制動液圧差により発生する操舵力の変化を抑えるように補助操舵力を制御することができるなら、パワーステアリングは電動式のものとする事ができる。また、旋回状態検出手段は、該当するセンサ及びコントローラの一部を含んで構成される。

【0029】図6はコントローラ16により実行される前記の補助操舵力制御を関連せしめた制動液圧差による車両挙動制御のための制御プログラムの一例である。この処理は図示せざるオペレーティングシステムで一定時間毎の定時割り込みで遂行さる。

【0030】図において、先ずステップS110では、操舵角センサ、車輪速センサ、ヨーレイトセンサ、ホイールシリンダ及びマスターシリンダ液圧センサの出力を基に、操舵角 δ 、各車輪1L、1R、2L、2Rの車輪速 $V_{W1} \sim V_{W4}$ 、ヨーレイト $(d/dt)\phi$ 、マスターシリンダ液圧 P_M 及び各輪のホイールシリンダ液圧 $P_1 \sim P_4$ を夫々読み込む。続くステップS111では、車体の速度を推定する。本実施例では、全ての車輪の車輪速(車輪回転数)を用い、アンチスキッド制御で通常行われている手法により車体速(擬似車速)を演算で求め、これを車速値 V とする。

【0031】次に、制動時のヨーレイトフィードバック制動力制御(アクティブブレーキ)のため、ここでは、ステップS112で上記車速 V と操舵角 δ より、目標ヨーレイト $(d/dt)\phi_{ref}$ を演算する。目標ヨーレイトの算出については、本実施例では、次式に従って求めることとする。

【数1】

$$(d/dt)\phi_{ref} = \delta \times V / A (1 + KV^2) \quad \text{--- (1)}$$

ここに、 A は車両のホイールベースとステアリングギヤ比によって決まる定数であり、又 K は車両のステア特性を表す定数である。次のステップS113では、上記ステップS112で求めた目標ヨーレイト $(d/dt)\phi_{ref}$ と実際のヨーレイト $(d/dt)\phi$ (実ヨーレイト)との差であるヨーレイト差分値 $\Delta(d/dt)\phi$ を次式、

【数2】

$$\Delta(d/dt)\phi = (d/dt)\phi_{ref} - (d/dt)\phi \quad \text{--- (2)}$$

により算出し、続くステップS114で、該 $\Delta(d/dt)\phi$ を基に、制御対象車輪の左右のホイールシリンダに発生させるべき目標差圧 $\Delta P(S)$ を次式に従って演算する。

【数3】

$$\Delta P(S) = H \times \Delta(d/dt)\phi \quad \text{--- (3)}$$

ここに、 H は車両諸元により定まる定数である。

【0032】上記1~3式により求められる $\Delta P(S)$

10

値は、その大きさ並びに極性を含め、旋回方向、旋回時の状態等に応じて決定、算出することができる。なお、上記3式による場合は、ヨーレイト差分値 $\Delta(d/dt)\phi$ に対するフィードバック制御方法としては、いわゆる比例制御方式を用いることとなるが、これに限らず、微分動作、積分動作のいずれか一方又は両方を加えた制御方法としてもよい。このようにすると、目標ヨーレイトに対する車両の実ヨーレイト応答性や安定性を向上できる。

【0033】しかして、続くステップS115では、上記目標差圧 $\Delta P(S)$ とマスターシリンダ液圧 P_M より目標ホイールシリンダ液圧 $P_j(S)$ ($j=1 \sim 4$)を演算する。本実施例では、車両挙動を目標の特性になるよう制御するための左右輪間での制動液圧の差については前車輪側で与えることとし、次式に従って目標値を算出する。

① $\Delta P(S) \geq 0$ の場合

【数4】

$$P_1(S) = P_M - \Delta P(S) \quad \text{--- (4)}$$

$$P_2(S) = P_M \quad \text{--- (5)}$$

$$P_3(S) = P_M \quad \text{--- (6)}$$

$$P_4(S) = P_M \quad \text{--- (7)}$$

② $\Delta P(S) < 0$ の場合

【数5】

$$P_1(S) = P_M \quad \text{--- (8)}$$

$$P_2(S) = P_M - \Delta P(S) \quad \text{--- (9)}$$

$$P_3(S) = P_M \quad \text{--- (10)}$$

$$P_4(S) = P_M \quad \text{--- (11)}$$

【0034】本実施例では、ハード構成上、ホイールシリンダ圧 P_j をマスターシリンダ圧 P_M 以上に上げることができないため、上記のような目標値となったが、増圧機能を付加することにより、左右輪間の差圧を片側を増圧、片側を減圧させることにより発生させることができる。

【0035】次に、本プログラム例では、前記で演算した差圧の目標値 $\Delta P(S)$ に応じ、これで前輪左右に差圧をつけるよう制動液圧制御を実行した時にその差圧 ΔP (実差圧)により発生する操舵力の変化につき、これを抑えるように補助操舵力量の制御をするための処理をステップS116で実行する。それは、差圧に応じてパワーステアリングのアシストを少なくする、あるいは多くするよう調整するための処理を内容とし、図7に係る補助操舵力制御ルーチンの一例を示している。同図のサブルーチンにおいて、ステップS1161では、左右輪の制動液圧に目標に合わせて差圧 ΔP をつけた場合に発生する操舵トルクの変化量;推定操舵トルク変化量 T_{DP} を演算する。本実施例では、算出目標差圧 $\Delta P(S)$ 値を基に、これを下記式に従って演算する。

【数6】

$$T_{DP} = K_I \times \Delta P(S) \quad \text{--- (12)}$$

ここに、 K_I は車両諸元、ステアリング機構により定ま

11

る定数である。なお、 K_1 は、これに限らず、操舵角 δ や横加速度 Y_g の関数としてもよい。

【0036】次に、ステップS1162では基準補助操舵トルク T_0 を演算する。該基準補助操舵トルク T_0 は、通常のパワーステアリングにより制御される操舵トルクのことであり、制動液圧差の制御をしない場合（即ち、 $\Delta P(S) = 0$ の場合）には、次のステップS1163以下の処理において設定される操舵トルク T_s 値は、 $T_s = T_0$ となり、結果、通常のパワーステアリングとなる。かかる基準補助操舵トルク T_0 の演算については、本実施例では、夫々の特性の一例を図8、9に示す如くの操舵角 δ によって定まる基準トルク T_B 値と、車速 V によって定まる操舵トルク係数値 m_v を求めて、これらより次のように算出するものとする。

$$\text{【数7】 } T_0 = m_v \times T_B \quad \text{--- (13)}$$

【0037】続くステップS1163で、差圧 ΔP により発生する操舵トルクの変化を抑えるための補助操舵トルク変化量 T_H を、次式

$$\text{【数8】 } T_H = T_{DP} \quad \text{--- (14)}$$

により設定し、更にステップS1164では操舵角 δ の変化により操舵方向を判別し、ステップS1165において、上記ステップS1164で判別した操舵方向と、差圧 ΔP により発生する操舵トルク変化の方向が、同方向であるか、逆方向であるかについての判別をする。

【0038】しかして、上記判別の結果、同方向と判定された場合は補助操舵トルクを小とするべくステップS1166での先に触れた T_s 値演算処理へ進み、逆方向と判定された場合は補助操舵トルクを大とするべくステップS1167での T_s 値演算処理へ進む。また、ここにおいて、本実施例では、保舵状態にある場合には、補助操舵トルクを大きくする方向への処理（ステップS1167側）を選択することとする（即ち、逆方向と判定して処理を進めることとする）。

【0039】上記ステップS1165にて同方向と判別され、ステップS1166へ進むときは、前記目標差圧 $\Delta P(S)$ となるよう差圧を生成させたならその差圧 ΔP により操舵力が軽くなる方向である。図11の場合でいえば、左切りにおいて同図（イ）の如くに左右制動力差を生じさせるなら、運転者によるステアリングホイールの左操舵に対し、該制動力差により発生する白抜き矢印方向の力は同じ方向で、操舵力は軽くなるときである。このため、本ステップS1166では、この場合、全補助操舵トルク T_s は、これをその分だけ（即ち、差圧 $\Delta P (= \Delta P(S))$ で操舵力が軽くなるであろう分だけ）小さくなるように、次式に従い算出し、設定する。

【0040】

【数9】

$$T_s = T_0 - T_H \quad \text{--- (15)}$$

上記は、基準値 T_0 からの補助操舵トルク変化量 T_H を

12

差し引くことにより、パワーステアリングによるアシスト量を少なくする方向へ修正し、上述の操舵力の軽くなる方向への変化を抑えることを意味する。一方、ステップS1165にて逆方向と判別され、ステップS1167へ進んだ場合、差圧 ΔP により操舵力が重くなる方向であるため、本ステップS1167では、全補助操舵トルク T_s は、その分だけ（即ち、差圧 ΔP で操舵力が重くなるであろう分だけ）大きくなるように、値 T_s を次式に従い算出し設定する。

【数10】

$$T_s = T_0 + T_H \quad \text{--- (16)}$$

【0041】同様に、図11を例にとれば、このときは、同図（ロ）の如く関係で制動力差を生じさせるなら、その制動力差により発生する白抜き矢印方向の力は操舵方向に対し逆方向で、その分操舵力は重くなることから、上記16式では基準値 T_0 に対し T_H を加えることとし、アシスト量を大とする方向へ修正し、上述の操舵力の重くなる方向への変化を抑えることとするものである。こうして、いずれの場合も、操舵力変化を少なくするべく T_s 値を演算し設定する。かくして、全補助操舵トルク T_s を設定したなら、本プログラム例では、ステップS1168において出力処理を行うこととする。即ち、ステップS1168では、上記ステップS1166またはステップS1167のいずれかで求められる T_s 値に応じ、その全補助操舵トルク T_s を発生するため、P/Sソレノイドバルブ81に出力すべき電流値 I_s を設定し、本ルーチンで出力する。なお、制御電流 I_s 出力処理については、図6のプログラムの最終処理において、液圧制御弁に対する駆動電流 I_j 出力処理に合わせで行っても勿論よい。

【0042】図6に戻り、ステップS116で処理実行後は、ステップS117、S118で、目標ホイールシリンダ液圧 $P_j(S)$ が負値となる場合も起こり得るので、その場合に目標ホイールシリンダ液圧 $P_j(S)$ を値0とするための処理を実行する。しかして、上述の如く各車輪の目標ホイールシリンダ液圧を定めた後、ステップS120において、実際に各輪のホイールシリンダ液圧（ブレーキ液圧）を夫々目標液圧となるようにブレーキ液圧制御を実行し、本プログラムを終了する。図10は、かかるブレーキ液圧制御ルーチンの一例を示す。該サブルーチンは、各ホイールシリンダ液圧の増圧、保圧、減圧を決定し、その決定に従い液圧制御弁11F、12F、11R、11Rに必要な駆動電流 I_1 、 I_2 、 I_3 、 I_4 を出力する処理から成る。

【0043】即ち、同図において、ステップS121では、目標ホイールシリンダ液圧 $P_j(S)$ と実際のホイールシリンダ液圧 $P_j(j=1\sim4)$ （図4のステップS110で読み込みの $P_1\sim P_4$ 値）を比較し、その差の絶対値 $|P_j(S) - P_j|$ が予め設定した所定値 $\Delta\alpha$ 以下かどうかをチェックする。該判別の結果、上記絶対

13

値が値 $\Delta\alpha$ 以下の場合（答がYesの場合）は、実際のホイールシリンダ液圧 P_j がほぼ目標ホイールシリンダ液圧 $P_j(S)$ に制御されている状態にあるとみて、そのときはステップS122の保圧処理に進み、かかる液圧状態を保持するよう液圧制御弁を制御する。

【0044】一方、上記判別の結果、絶対値が値 $\Delta\alpha$ より大きい場合（答がNoの場合）は、更にステップS123で目標ホイールシリンダ液圧 $P_j(S)$ と実際のホイールシリンダ液圧 P_j の大きさを比較し、目標ホイールシリンダ液圧 $P_j(S)$ の方が大きい場合は、ステップS124の増圧処理に進み、ホイールシリンダ液圧を増圧するように液圧制御弁を制御する。逆に、実際のホイールシリンダ液圧 P_j の方が大きい場合は、ステップS125の減圧処理に進み、ホイールシリンダ液圧を減圧するように液圧制御弁を制御する。

【0045】こうしてホイールシリンダ液圧の保圧、増圧、減圧を決定するものとし、かかる決定に応じて液圧制御弁に出力すべき電流値を設定し、本ルーチンで出力するのである。以上のような制御の実行により、左右制動力差による車両挙動の制御にあたり、制動力差を発生させる左右輪が操舵輪であった場合にでも、その制動液圧制御による操舵力の変化を少なくすることで、運転者の操舵感の悪化を回避することができる。本実施例では、制動時のヨーレイトフィードバック制御において、前左右輪の制動液圧に差圧を設けることにより車両挙動を制御すると共に、当該操舵輪で発生させる差圧 ΔP によって生じる操舵力の変動を前もって推定し、補助操舵トルクを制御することにより、制動液圧制御時の操舵力変化を適切に抑えることができる。

【0046】なお、本実施例では、ヨーレイトフィードバック制動力制御であるが、ヨーレイトフィードバック制御を使わない制御でも本発明は実施できる。また、操舵力変化抑制についても、上記構成によるものに限定されるものではない。例えば、パワーステアリングのタイプは、実施例においては反力制御タイプを用いたが、コントロールバルブへ供給する作動油の流量を制御する流量制御タイプや、コントロールバルブ自体のオリフィス開度特性を可変として出力圧を制御する圧力制御タイプを用いてもよい。通常のパワーステアリング系と補助アクチュエータを有するものにおいて、補助アクチュエータを制御して行うようにしてもよい。また、上記では、パワーステアリング付の操舵機構であったが、非P/S車両でも実施でき、例えば、ステアリングシャフトの周面に当接してシャフトとの間に摩擦力を発生させることが可能な摩擦体を設けると共に、該摩擦体を押圧する押圧手段を設け、その押圧力を調整する（例えば、図7におけると同様の手順に準じて調整する）ことで、制動力差により発生する操舵力の変化を抑える（操舵力が軽くなるなら摩擦力を増加、重くなるなら摩擦力を減少させる）ように操舵力の制御を行うようにしても、同様に操

14

舵力変動を軽減することは可能である。この点でも、本発明は適用範囲が広く、かつ実用的で有効である。本発明はまた、4WS車にも適用できる。

【0047】

【発明の効果】本発明によれば、制動力差制御時に、これに合わせて操舵力の変化を抑えるようにすることができ、運転者の操舵感が悪化するのを回避できる制動力制御を実現できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明装置の概念図である。

【図2】本発明装置の一実施例を示す図にして、主に制動力制御系の構成の一例を示すシステム図である。

【図3】同じく、操舵系の構成の一例を示すシステム図である。

【図4】適用できるパワーステアリング機構の一例を示す図である。

【図5】制御内容の一例を表す機能ブロック図である。

【図6】コントローラの制御プログラムの一例を示すフローチャートである。

【図7】同プログラムで適用される補助操舵力制御のサブルーチンの一例を示すフローチャートである。

【図8】同サブルーチンプログラムで適用される基準操舵トルクの特性の一例を示す図である。

【図9】同じく、操舵トルク係数の特性の一例を示す図である。

【図10】図6のプログラムで適用されるブレーキ液圧制御のサブルーチンの一例を示すフローチャートである。

【図11】操舵方向と制動力差により発生する力の方向により発生する操舵力変化を説明する図である。

【符号の説明】

1 L, 1 R 左右前輪（操舵輪）

2 L, 2 R 左右後輪

3 ブレーキペダル

4 マスターシリンダ

5 L, 5 R, 6 L, 6 R ホイールシリンダ

11 F, 12 F, 11 R, 12 R 液圧制御弁

16 コントローラ（制動液圧制御手段、操舵力制御手段）

17 操舵角センサ

19～22 車輪速センサ

23 ヨーレイトセンサ

51 ステアリングギヤ

54 ステアリングシャフト

55 ステアリングホイール

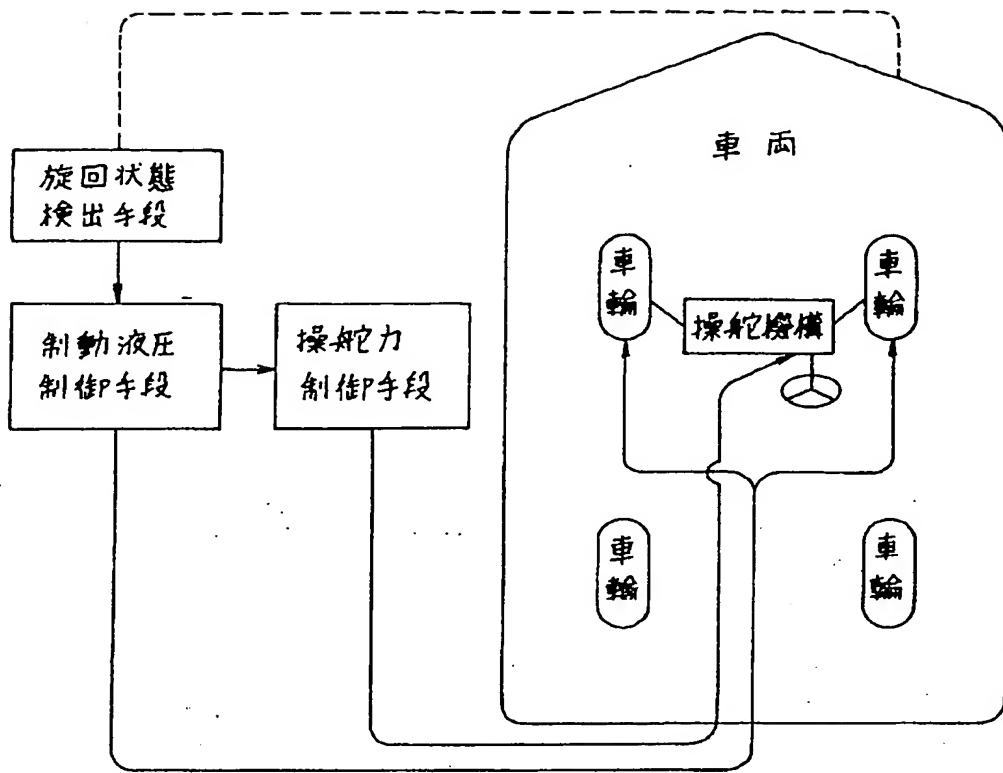
56 油圧制御部

57 パワーシリンダ

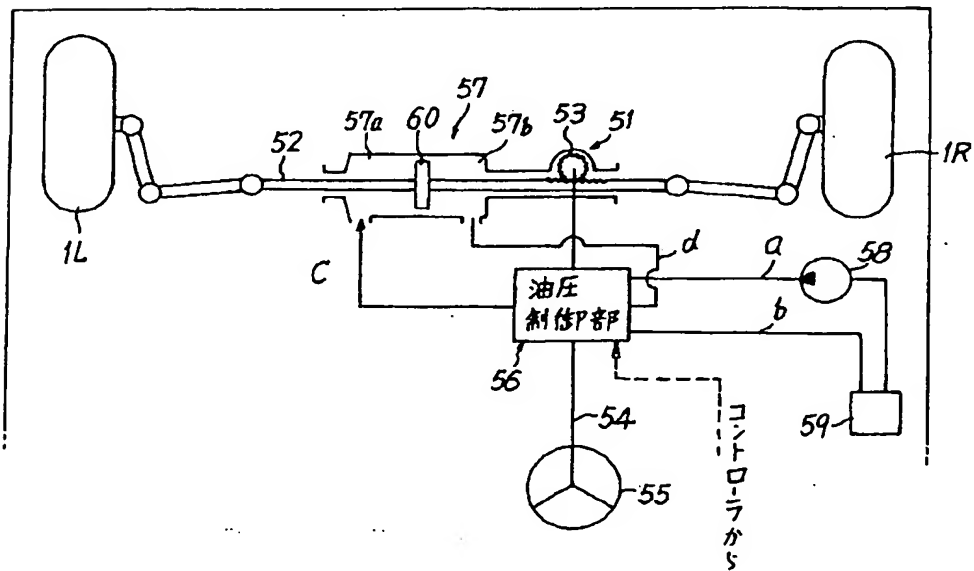
71 コントロールバルブ

81 P/Sソレノイドバルブ

【図1】

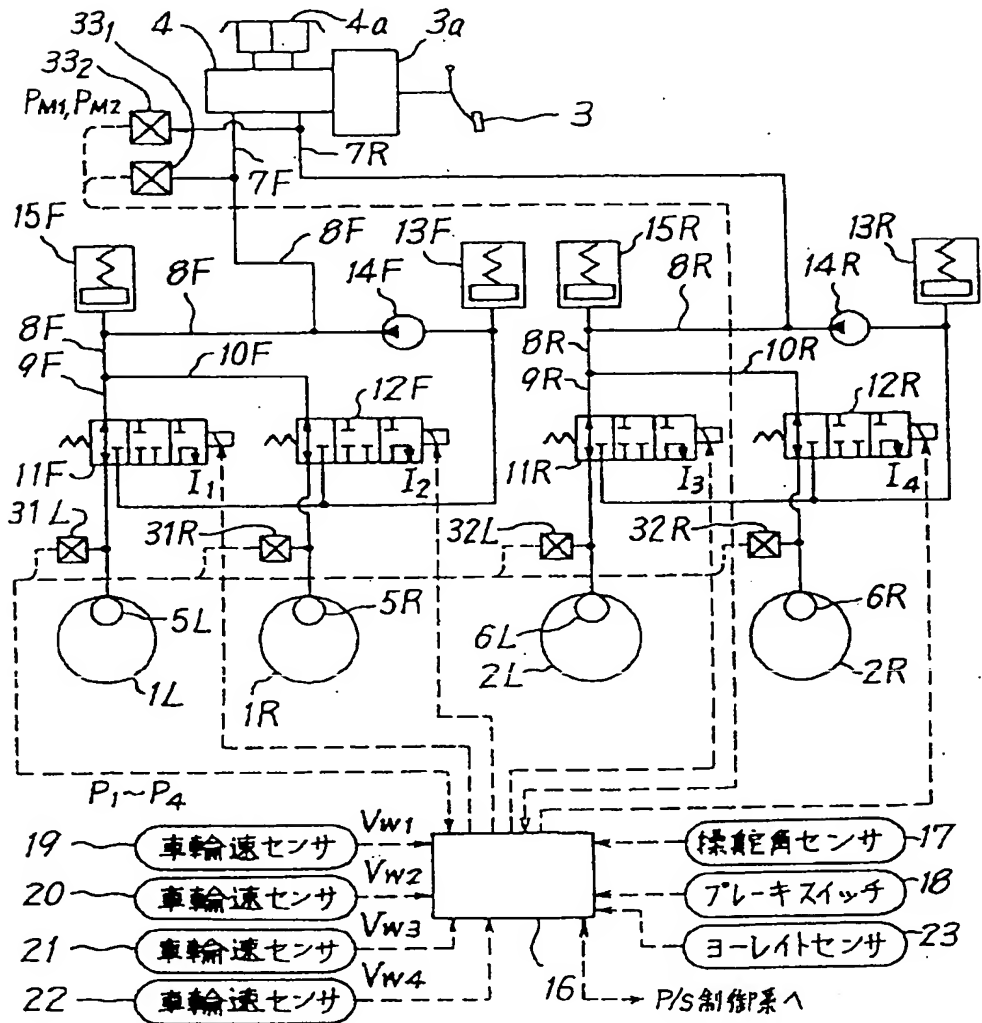


【図3】

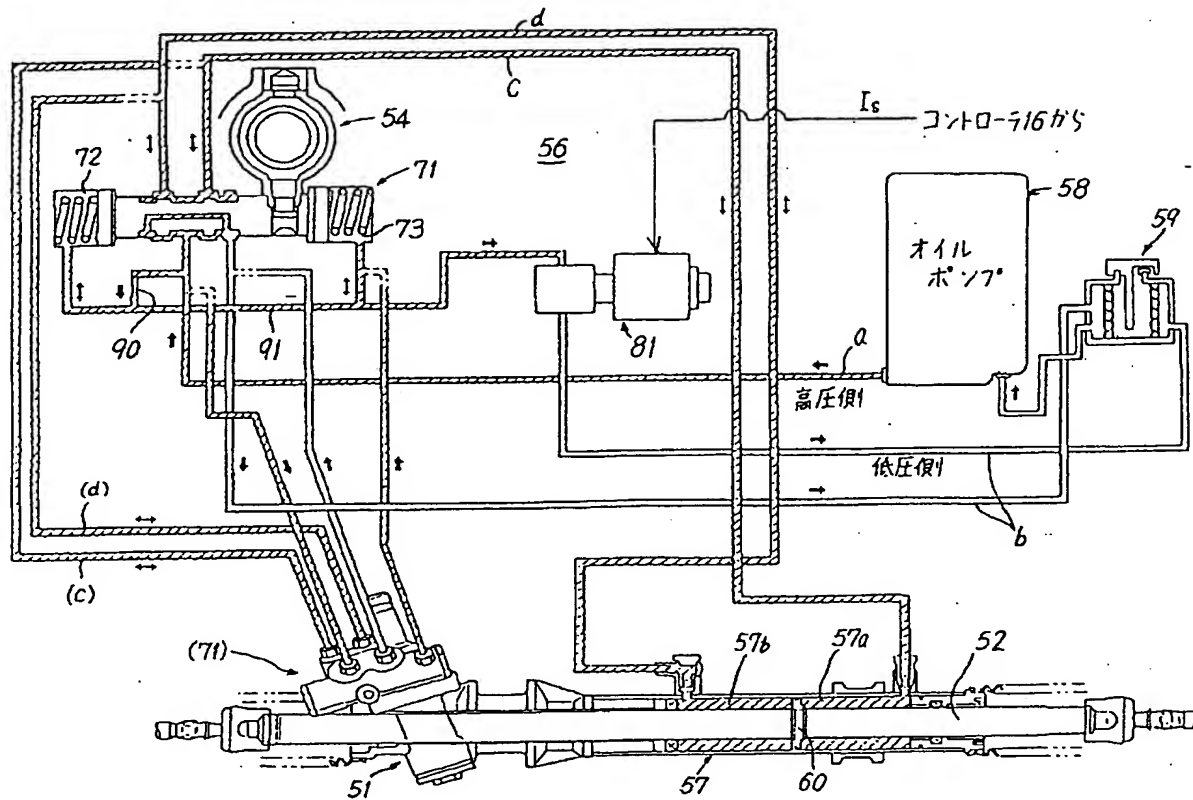


【図2】

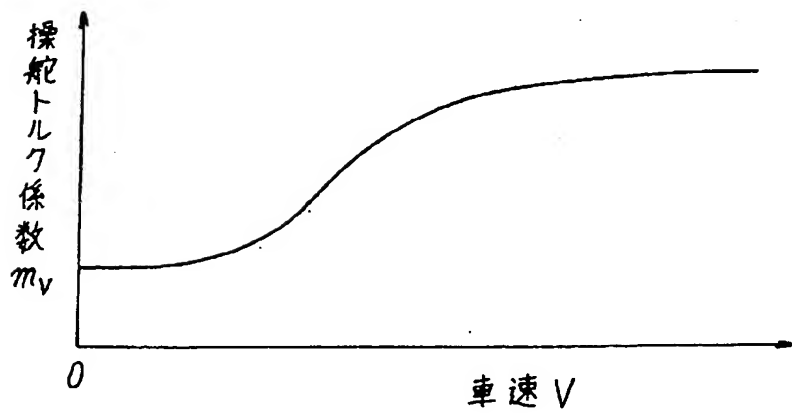
1L, 1R: 左右前輪 2L, 2R: 左右後輪
 5L, 5R, 6L, 6R: ホイルシリンダ 11F, 12F, 11R, 12R: 液圧制御弁
 16: コントローラ(制動液圧制御手段, 操舵力制御手段)



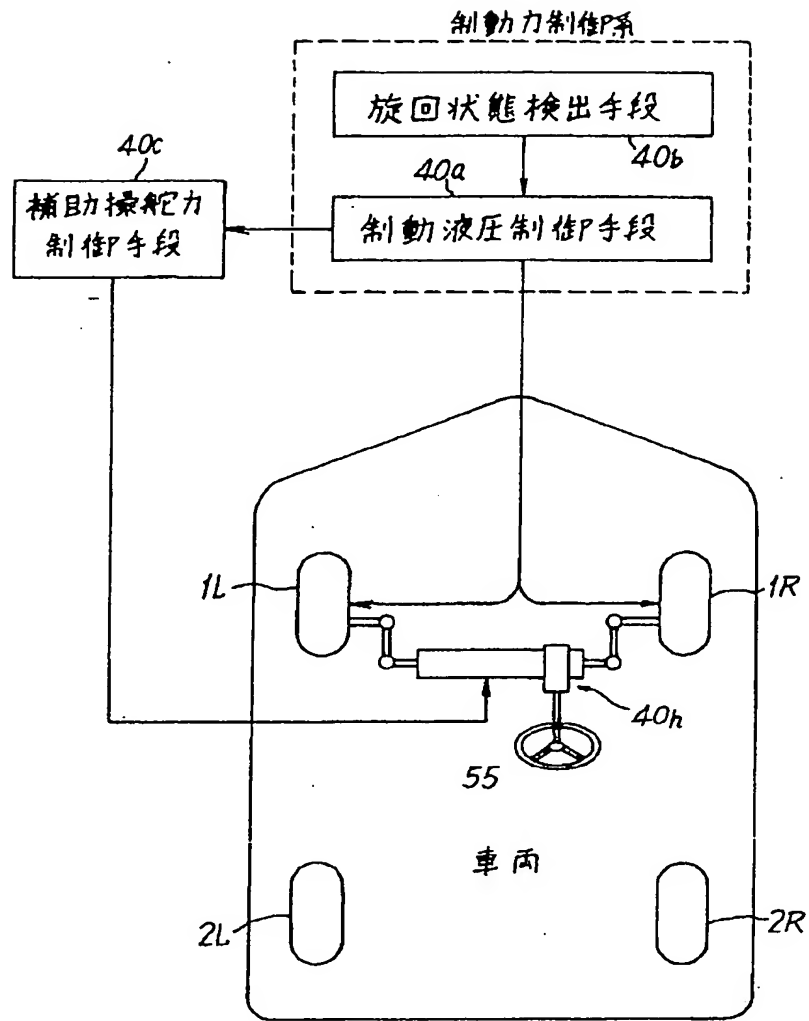
【図4】



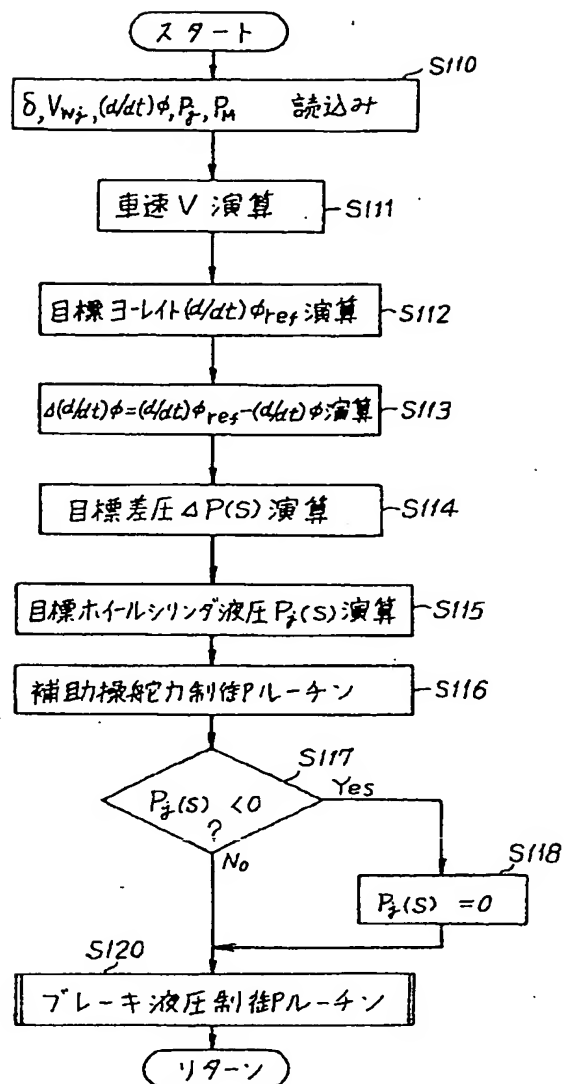
【図9】



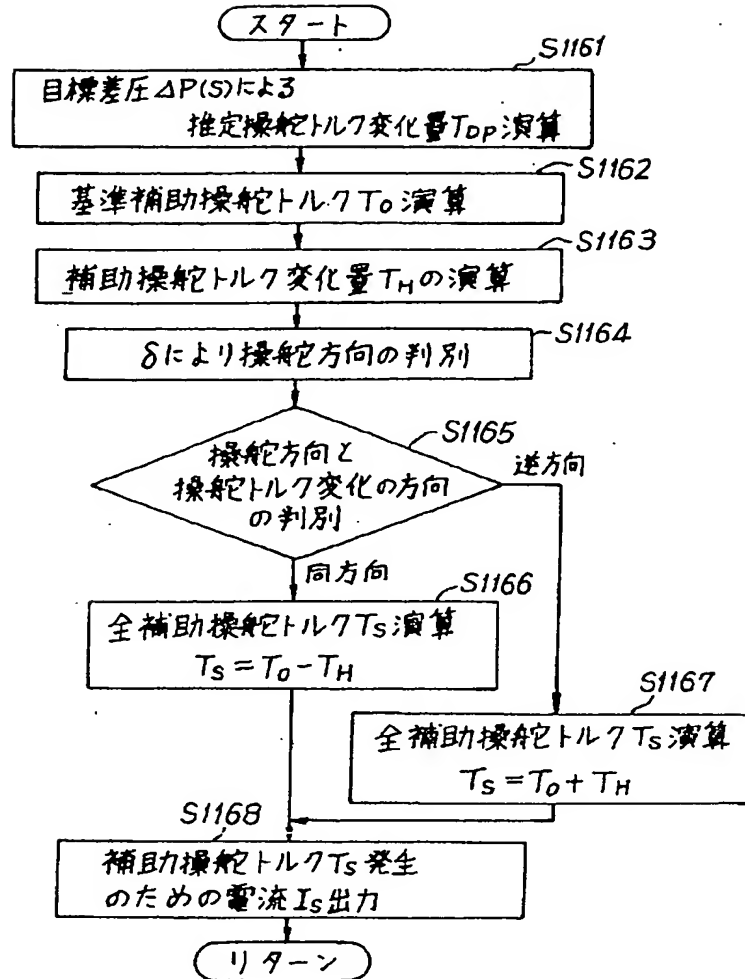
【図5】



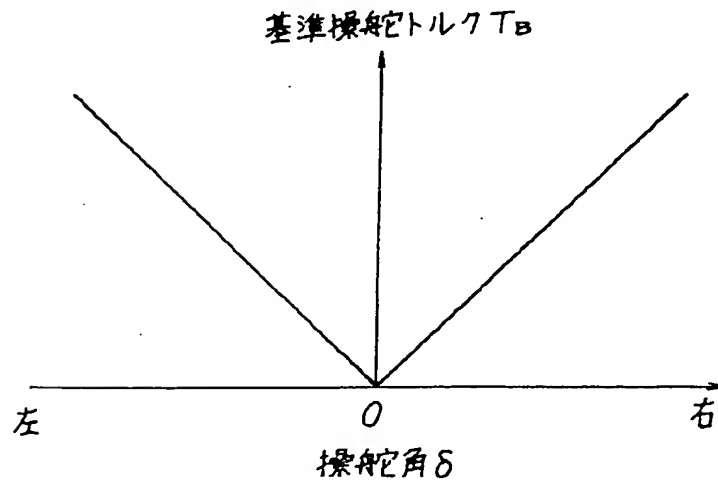
【図6】



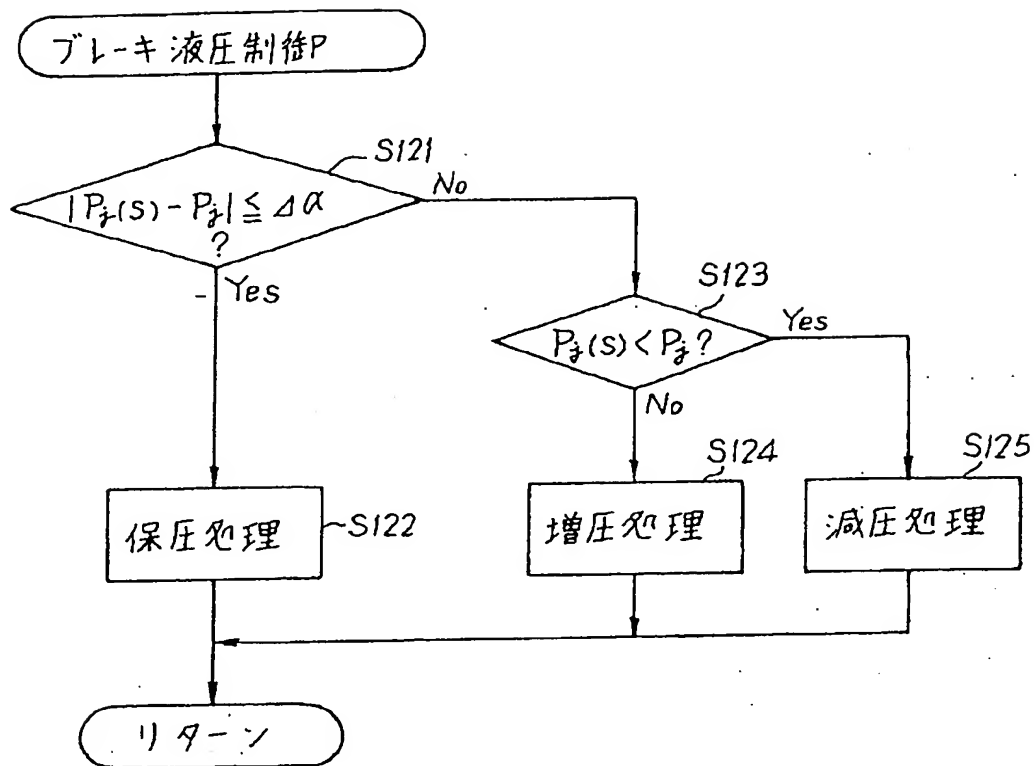
【図7】



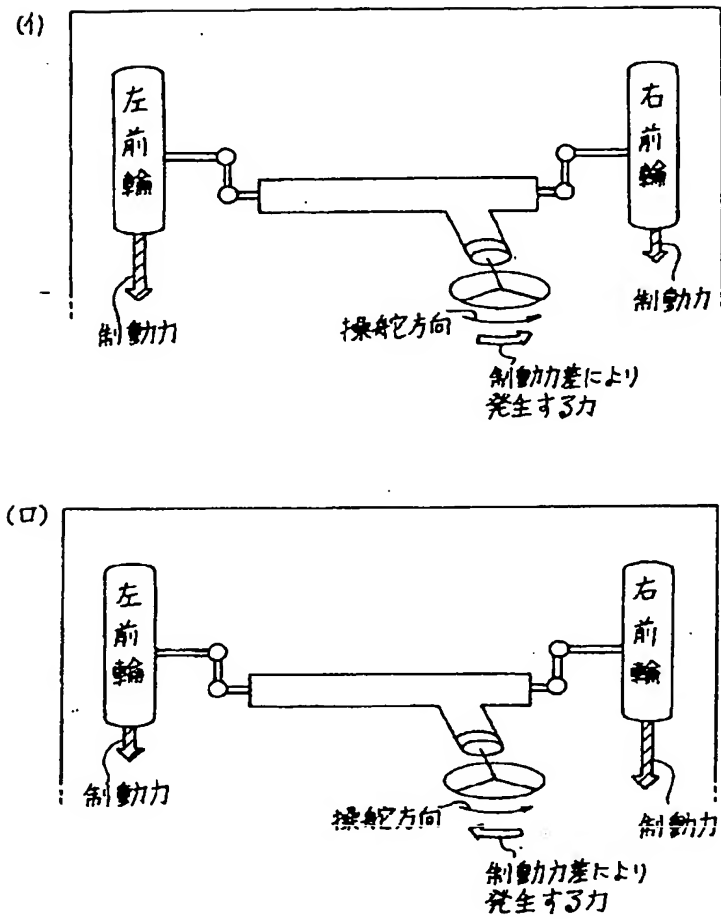
【図8】



【図10】



【図 1 1】



フロントページの続き

(51) Int. Cl. 6

識別記号

F I

B 6 2 D 113:00

119:00

121:00

123:00

137:00